

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : **04-285347**

(43)Date of publication of application : **09.10.1992**

(51)Int.Cl.

F16H 3/66

(21)Application number : **03-073682**

(71)Applicant : **NISSAN MOTOR CO LTD**

(22)Date of filing : **14.03.1991**

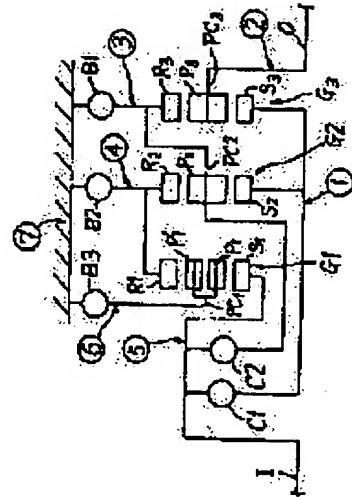
(72)Inventor : **HATTORI NOBORU**

(54) PLANETARY GEAR TRANSMISSION MECHANISM

(57)Abstract:

PURPOSE: To provide a required gear ratio, in the case that a multi-stage transmission is composed of three pairs of planetary gear groups wherein one group of planetary gears is a double pinion type, by connecting structural elements to each other in a specified positiona relation different from a conventional example, while presenting tooth number ratios of the planetary gear groups within a specified range wherein an automatic transmission can be practically constructed.

CONSTITUTION: Three pairs of planetary gear groups G1, G2, G3 are provided, while G1 is a double pinion type and G2, G3 are single pinion type. Changing is carried out from a conventional example in a correction relation between structural elements of portions in respect to the group G1, the is, seven members 1 to 7, and in an arrangement of a fifth friction element, that is, a third brake B3 or a third clutch C3. Tooth numbers ratio α_1 , α_2 , α_3 of G1, G2, G3, indicated by number of sun gears/number of ring gears present within a required range, that is, ranged between 0.35 and 0.6, so that selection freedom of the gear ratio is improved.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's

[decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平4-285347

(43) 公開日 平成4年(1992)10月9日

(51) Int.Cl.⁵

F 1 6 H 3/66

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

B 9030-3 J

審査請求 未請求 請求項の数 4 (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願平3-73682

(22) 出願日 平成3年(1991)3月14日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72) 発明者 服部 昇

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

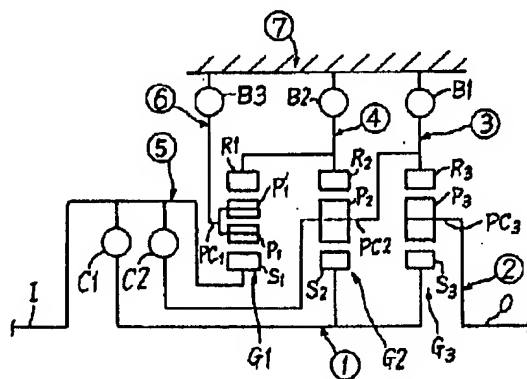
(74) 代理人 弁理士 杉村 暁秀 (外5名)

(54) 【発明の名称】 遊星歯車変速機構

(57) 【要約】

【目的】 3組の遊星歯車組により多段変速機を構成する際に、1組の遊星歯車組をダブルピニオン型として各構成要素を従来例とは異なる所定の位置関係で結合し、各遊星歯車組の歯数比を実用上自動変速機を構成可能な所定範囲に収めつつ、所望のギヤ比を実現する。

【構成】 3組の遊星歯車組 G1, G2, G3 の内、G1 をダブルピニオン型、G2, G3 をシングルピニオン型とし、G1 に関連する部分の構成要素の結合関係（従って7個のメンバ①～⑦の呼び方）及び第5摩擦要素（第3ブレーキ B3 又は第3クラッチ C3）の配置を従来例から変更する。これによりサンギヤ歯数/リングギヤ歯数で表される G1, G2, G3 の歯数比 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ は所望の範囲 (0.35 ~ 0.6) に収まり、ギヤ比の選択の自由度が向上する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 入出力軸間に遊星歯車組を同軸に介装して具え、該遊星歯車組を経由して入力軸から出力軸へ複数の変速比で動力を伝達し得よう、遊星歯車組の構成要素を適宜相互結合又は固定される7個の相対回転可能なメンバに編成した遊星歯車変速機構において、前記遊星歯車組をダブルピニオン型の第1遊星歯車組及びシングルピニオン型の第2、第3遊星歯車組とし、前記メンバの内第1メンバを一体結合した第2サンギヤおよび第3サンギヤとし、第2メンバを出力軸及びそれに結着した第1キャリアとし、第3メンバを一体結合した第2キャリア及び第3リングギヤとし、第4メンバを一体結合した第1リングギヤ及び第2リングギヤとし、第5メンバを入力軸及びそれに結着した第1サンギヤとし、第6メンバを第1キャリアとし、第7メンバを変速機ケースとし、前記第1メンバを第1摩擦要素により前記第5メンバに結合可能とし、前記第3メンバを第2摩擦要素により前記第7メンバに固定可能にすると共に第3摩擦要素により前記第5メンバに結合可能とし、前記第4メンバを第4摩擦要素により前記第7メンバに固定可能とし、前記第6メンバを第5摩擦要素により前記第7メンバに固定可能となるよう構成して成ることを特徴とする、遊星歯車変速機構。

【請求項2】 前記第5メンバの第1サンギヤに代えて第1キャリアとし、前記第6メンバを第1キャリアに代えて第1サンギヤとして構成して成ることを特徴とする、請求項1記載の遊星歯車変速機構。

【請求項3】 入出力軸間に遊星歯車組を同軸に介装して具え、該遊星歯車組を経由して入力軸から出力軸へ複数の変速比で動力を伝達し得よう、遊星歯車組の構成要素を適宜相互結合又は固定される7個の相対回転可能なメンバに編成した遊星歯車変速機構において、前記遊星歯車組をダブルピニオン型の第1遊星歯車組及びシングルピニオン型の第2、第3遊星歯車組とし、前記メンバの内第1メンバを一体結合した第2サンギヤおよび第3サンギヤとし、第2メンバを出力軸及びそれに結着した第1キャリアとし、第3メンバを一体結合した第2キャリア及び第3リングギヤとし、第4メンバを一体結合した第1リングギヤ及び第2リングギヤとし、第5メンバを入力軸とし、第6メンバを第1サンギヤとし、第7メンバを変速機ケースおよびそれに固着した第1キャリアとし、前記第1メンバを第1摩擦要素により前記第5メンバに結合可能とし、前記第3メンバを第2摩擦要素により前記第7メンバに固定可能にすると共に第3摩擦要素により前記第5メンバに結合可能とし、前記第4メンバを第4摩擦要素により前記第7メンバに固定可能とし、前記第6メンバを第5摩擦要素により前記第5メンバに結合可能となるよう構成して成ることを特徴とする遊星歯車変速機構。

【請求項4】 前記第6メンバを第1サンギヤに代えて

第1キャリアとし、前記第7メンバの第1キャリアに代えて第1サンギヤとして成ることを特徴とする、請求項3記載の遊星歯車変速機構。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は多段自動変速機を構成する際にギヤ比の選択の自由度が高くなるようにした遊星歯車変速機構に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 この種の遊星歯車変速機構の従来例としては、例えば特開昭52-149562号公報に開示されたものがある。この従来例の遊星歯車変速機構は、図9に示すように、入力軸I及び出力軸O間に同軸に入力軸側から順次第1、第2及び第3遊星歯車組G1、G2、G3を介装し、これら遊星歯車組をサンギヤ S_1 、 S_2 、 S_3 と、リングギヤ R_1 、 R_2 、 R_3 と、これらサンギヤおよびリングギヤに噛合するピニオン P_1 、 P_2 、 P_3 と、このピニオンを回転自在に支持するピニオンキャリア PC_1 、 PC_2 、 PC_3 とよくなるシングルピニオン型の単純遊星歯車組とする。そして、サンギヤ S_2 、 S_3 を一体結合して第1回転メンバ①とし、第1クラッチC1により入力軸Iに結合可能とし、キャリア PC_3 を第2回転メンバ②とし、出力軸Oに結着し、キャリア PC_2 およびリングギヤ R_2 を一体結合して第3回転メンバ③とし、第1ブレーキB1により変速機ケースに固定可能にすると共に第2クラッチC2により入力軸Iに結合可能とし、キャリア PC_1 及びリングギヤ R_1 を第4回転メンバ④とし、第2ブレーキB2により変速機ケースに固定可能とし、サンギヤ S_1 を第5回転メンバ⑤とし、入力軸Iに結着し、リングギヤ R_1 を第6回転メンバ⑥とし、第3ブレーキB3により第7回転メンバ⑦としての変速機ケースに固定可能とする。

【0003】 かかる構成において、遊星歯車変速機構の共線図は図10の如くになり、横軸に設定歯数比に対応して割振られる回転メンバ①～④の位置と、回転メンバ⑤、④、⑥の位置とを取り、縦軸に回転メンバ毎の回転速度比（回転メンバの回転速度／入力軸の回転速度）を取って表わし、回転メンバ①～④に係る共線図と回転メンバ⑤、④、⑥に係る共線図を同一図面上に示した。なお、回転速度比0は回転メンバの固定を示し、1は入力軸回転と同方向（正転方向）同速回転を示し、-1は入力軸回転と逆方向（逆転方向）同速回転を示す。この共線図に示す如く、回転メンバの回転をクラッチC1、C2及びブレーキB1、B2、B3のうち2個の摩擦要素により拘束することで、前進6速、及び後退1速の変速段を選択的に得ることができる。そして、回転メンバ①、②間の間隔と、②、③間の間隔と、③、④間の間隔との比率を1:A:Bとし、⑤、④間の間隔と、④、⑥間の間隔との比を1:Cとすると、遊星歯車組G1、G2、G3の歯数比（サンギヤ歯数／リングギヤ歯数） α_1 、 α_2 、 α_3 は
夫々

$$\begin{array}{l} \alpha_1 = C \\ \alpha_2 = B \div (1+A) \\ \alpha_3 = A \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{--- (1)} \\ \text{--- (2)} \\ \text{--- (3)} \end{array}$$

で与えられる。なお、選択される変速段と、締結される摩擦要素（○で示す）との関係、並びに変速段毎のギヤ比は表1に示す如くなる。

*【0004】

【表1】

*

摩擦要素 変速段		C1	C2	B1	B2	B3	ギヤ比
前 進	1	○		○			$1 + \frac{1}{A}$
	2	○			○		$1 + \frac{1}{A+B}$
	3	○				○	$\frac{(1+A+B) \cdot (1+C)}{C + (A+B) \cdot (1+C)}$
	4	○	○				1
	5		○			○	$\frac{B(1+C)}{A+B(1+C)}$
	6		○		○		$\frac{B}{A+B}$
後退				○		○	$-\frac{B(1+C)}{AC}$

【0005】

【発明が解決しようとする課題】上記従来例においては、表1に示す、第4速（ギヤ比=1）を除く各変速段のギヤ比は、3つの変数A、B、Cにより決定されるため互に関連付けられており、それらの全てを単独で決定することができない。そのため、各変速段におけるギヤ比を所望のギヤ比に近付けるように変数A、B、Cを決定することにより共線図上では所望のギヤ比を実現することができるが、実際には上述のように変数A、B、Cに規定される遊星歯車の歯数比 α_1 、 α_2 、 α_3 が所定範囲内に収まらないと車両用の遊星歯車として実用に耐えなくなることが経験的に知られており、前記所望のギヤ比が実現できない場合がある。ここで、上記所定範囲としては例えば0.35～0.6が好適であり、歯数比が0.6を超えると、自動変速機のケースサイズ（の上限）がほぼ一定であるため、ピニオンギヤ径が極端に小さく

なって回転速度を高めたり歯の大きさが必要以上に小さくなることから、耐久性の問題が生じる。一方、歯数比が0.35未満になると、上記ケースサイズ上の制約から、サンギヤ径が必要以上に小さくなってしまい、一般にサンギヤの内部を貫通するシャフトの強度不足を招く。

【0006】具体的な数値を用いて説明すると、 $A=0.420$ 、 $B=0.682$ 、 $C=0.887$ としてギヤ比が第1速=3.38、第2速=1.91、第3速=1.34、第4速=1.00、第5速=0.75、第6速=0.62、後退速=-3.45となるような自動変速機を設計した場合、前記(1)～(3)式により $\alpha_1=0.887$ 、 $\alpha_2=0.48$ 、 $\alpha_3=0.42$ となるため歯数比 α_1 が上記所定範囲を逸脱することになり、結局上記目標のギヤ比が実現できなくなる。

【0007】本発明は遊星歯車組の1つをダブルピニオン型とすることにより、上述した問題を解決することを

目的とする。

【0008】

【課題を解決するための手段】この目的のため、本発明の遊星歯車変速機構は、入出力軸間に遊星歯車組を同軸に介装して具え、該遊星歯車組を経由して入力軸から出力軸へ複数の変速比で動力を伝達し得るよう、遊星歯車組の構成要素を適宜相互結合又は固定される7個の相対回転可能なメンバに編成した遊星歯車変速機構において、前記遊星歯車組をダブルピニオン型の第1遊星歯車組及びシングルピニオン型の第2、第3遊星歯車組とし、前記メンバの内第1メンバを一体結合した第2サンギヤおよび第3サンギヤとし、第2メンバを出力軸及びそれに結着した第1キャリアとし、第3メンバを一体結合した第2キャリア及び第3リングギヤとし、第4メンバを一体結合した第1リングギヤ及び第2リングギヤとし、第5メンバを入力軸及びそれに結着した第1サンギヤとし、第6メンバを第1キャリアとし、第7メンバを変速機ケースとし、前記第1メンバを第1摩擦要素により前記第5メンバに結合可能とし、前記第3メンバを第2摩擦要素により前記第7メンバに固定可能にすると共に第3摩擦要素により前記第5メンバに結合可能とし、前記第4メンバを第4摩擦要素により前記第7メンバに固定可能とし、前記第6メンバを第5摩擦要素により前記第7メンバに固定可能となるよう構成したり、あるいはその遊星歯車変速機構において前記第5メンバの第1サイギヤに代えて第1キャリアとし、前記第6メンバを第1キャリアに代えて第1サイギヤとして構成したり、あるいは入出力軸間に遊星歯車組を同軸に介装して具え、該遊星歯車組を経由して入力軸から出力軸へ複数の変速比で動力を伝達し得るよう、遊星歯車組の構成要素を適宜相互結合又は固定される7個の相対回転可能なメンバに編成した遊星歯車変速機構において、前記遊星歯車組をダブルピニオン型の第1遊星歯車組及びシングルピニオン型の第2、第3遊星歯車組とし、前記メンバの内第1メンバを一体結合した第2サンギヤおよび第3サンギヤとし、第2メンバを出力軸及びそれに結着した第1キャリアとし、第3メンバを一体結合した第2キャリア及び第3リングギヤとし、第4メンバを一体結合した第1リングギヤ及び第2リングギヤとし、第5メンバを入力軸とし、第6メンバを第1サンギヤとし、第7メンバを変速機ケースおよびそれに固着した第1キャリアとし、前記第1メンバを第1摩擦要素により前記第5メンバに結合可能とし、前記第3メンバを第2摩擦要素により前記第7メンバに固定可能にすると共に第3摩擦要素により前記第5メンバに結合可能とし、前記第4メンバを第4摩擦要素により前記第7メンバに固定可能とし、前記第6メンバを第5摩擦要素により前記第5メンバに結合可能となるよう構成したり、あるいはその遊星歯車変速機構において前記第6メンバを第1サンギヤに代えて第1キャリアとし、前記第7メンバの第1キャリアに

代えて第1サンギヤとして成ることを特徴とする。

【0009】

【作用】本発明の第1～第4の構成によれば、複数の遊星歯車組及び各種摩擦要素によって所望のギヤ比を実現するように遊星歯車変速機構を構成する際に、遊星歯車組の1つをダブルピニオン型としたから、各遊星歯車組の歯数比を、実用上自動変速機を構成可能な所定範囲内に収めつつ所望のギヤ比を実現することができる。

【0010】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づき詳細に説明する。図1は本発明遊星歯車変速機構の第1実施例の構成を示すスケルトン図であり、図9の従来例と同一の部分には同一符号を付してある。この第1実施例では入力軸I及び出力軸O間に同軸に入力軸側より順次第1遊星歯車組G1、第2遊星歯車組G2及び第3遊星歯車組G3を配置する。第1遊星歯車組G1はダブルピニオン型遊星歯車組とし、サンギヤ S_1 と、リングギヤ R_1 と、これらサンギヤ及びリングギヤに夫々噛合すると共に相互に噛合する一対のピニオン P_1 、 P_1' と、これらピニオンを回転自在に支持するキャリア PC_1 とにより構成し、第2遊星歯車組G2及び第3遊星歯車組G3はシングルピニオン型遊星歯車組とし、サンギヤ S_2 、 S_3 と、リングギヤ R_2 、 R_3 と、これらサンギヤ及びリングギヤに噛合するピニオン P_2 、 P_3 と、これらピニオンを回転自在に支持するピニオンキャリア PC_2 、 PC_3 とにより構成する。

【0011】サンギヤ S_2 、 S_3 を一体結合して第1メンバ①とし、これを第1摩擦要素としての第1クラッチC1により入力軸Iに結合可能とする。又、キャリア PC_3 を第2メンバ②とし、出力軸Oに結着する。そして、キャリア PC_2 およびリングギヤ R_3 を一体結合して第3メンバ③とし、これを一方で第2摩擦要素としての第1ブレーキB1により変速機ケースに固定可能にし、他方で第3摩擦要素としての第2クラッチC2により入力軸Iに結合可能とする。また、リングギヤ R_1 及び R_2 を第4メンバ④とし、これを第4摩擦要素としての第2ブレーキB2により変速機ケースに固定可能とする。又、サンギヤ S_1 を第5メンバ⑤として入力軸Iに結着し、キャリア PC_1 を第6メンバ⑥とし、第5摩擦要素としての第3ブレーキB3により第7メンバ⑦としての変速機ケースに固定可能にする。かかる構成においては、図9の従来例と同様に、クラッチC1、C2及びブレーキB1、B2、B3の前記表1に示す選択的締結（○で示す）により前進第1速乃至第6速及び後退の変速段を得ることができる。

【0012】この表に示さなかったが全ての摩擦要素を解放すると、入力軸Iの回転が出力軸Oに達しない中立状態となり、この中立状態からクラッチC1及びブレーキB1を締結すると第1速が得られ、ブレーキB1に代えブレーキB2を締結すると、第2速が得られ、ブレーキB2に代えブレーキB3を締結すると、第3速が得られ、ブレーキB3に代えクラッチC2を締結すると第4速が得られ、クラ

ッチC1に代えブレーキB3を締結すると、第5速が得られ、ブレーキB3に代えブレーキB2を締結すると、第6速が得られる。又、ブレーキB3及びブレーキB1の締結により後退を選択することができる。なお実際の変速に当っては、中立状態でブレーキB1を締結のままにし、この中立状態から第1速又は後退の選択に当り1個の摩擦要素C1又はB3を締結すればよいようにする。

【0013】ここで、本例による遊星歯車変速機構の共*

$$\alpha_1 = C \div (1 + C)$$

$$\alpha_2 = B \div (1 + A)$$

$$\alpha_3 = A$$

で与えられ、各変速段のギヤ比は前記従来例と同様に表1の如くなる。この結果を詳細に分析すると、共線図が同様の構成であり、摩擦要素の数及び配置が従来例と同一であるため、各変速段におけるギヤ比は従来例と同一のものが得られるが、遊星歯車組の1つ(G1)をダブルピニオン型に変更してその構成要素の回転メンバとの対応を従来例とは異なるものにしたため、同一のギヤ比を実現したにも拘わらず異なる歯数比 α_1 、 α_2 、 α_3 となる。具体的には、比較のため前記従来例の説明において設定した数値をそのまま用いた場合について説明すると、 $A = 0.420$ 、 $B = 0.682$ 、 $C = 0.887$ としてギヤ比が第1速=3.38、第2速=1.91、第3速=1.34、第4速=1.00、第5速=0.75、第6速=0.62、後退速=-3.45となるような自動変速機を設計した場合、上記回転メンバとの対応の相違から(1)'、(2)、(3)式により変数A、B、Cの関数として表わされる歯数比は、結局 $\alpha_1 = 0.470$ 、 $\alpha_2 = 0.48$ 、 $\alpha_3 = 0.42$ となり、実用上自動変速機を構成可能な所定範囲(0.35~0.6)に収まることになる。このようにして前記従来例では事実上実現でき※30

$$\alpha_1 = 1 \div (1 + C)$$

$$\alpha_2 = B \div (1 + A)$$

$$\alpha_3 = A$$

として表わされる歯数比は、結局 $\alpha_1 = 0.530$ 、 $\alpha_2 = 0.48$ 、 $\alpha_3 = 0.42$ となり、前記所定範囲(0.35~0.6)に収まる。従って第1実施例と同様の作用効果を得ることができる。

【0016】図5は本発明遊星歯車変速機構の第3実施例の構成を示すスケルトン図、図6はその共線図である。この第3実施例は前述した図9の従来例と類似の、図11の従来例に対し、第1実施例と同様の変更を施したものである。

【0017】ここでまず図11の従来例について説明すると、この従来例は、図9の従来例の第6メンバとしての

*線図は図2に示すように図9の従来例と同様になり、設定歯数比に対応して横軸に割振られるメンバ①~⑥の位置で決まる①、②間の間隔と、②、③間の間隔と、③、④間の間隔との比率を1:A:Bとし、⑤、④間の間隔と、④、⑥間の間隔との比率を1:Cとすると、遊星歯車組G1、G2、G3の歯数比(サンギヤ歯数/リングギヤ歯数) α_1 、 α_2 、 α_3 は夫々

$$\text{————— (1) '}$$

$$\text{————— (2)}$$

$$\text{————— (3)}$$

※なかったギヤ比の設定を本例では実現することができ、多段自動変速機におけるギヤ比の選択の自由度が格段に向上する。

【0014】図3は本発明遊星歯車変速機構の第2実施例の構成を示すスケルトン図である。この第2実施例は第1実施例と同様に第1遊星歯車組G1をダブルピニオン型としているが、その構成要素の結合関係を第1実施例から変更してある。すなわち、第5メンバ⑤は、第1実施例では入力軸Iに結着したサンギヤ S_1 であったが本例では入力軸Iに結着したキャリア PC_1 とし、第6メンバ⑥はキャリア PC_1 に代えてサンギヤ S_1 として構成する。

【0015】この第2実施例の共線図は図4に示すように従来例及び第1実施例と同様に構成されるため、第1実施例と同様に各変速段におけるギヤ比として表1に示すものが得られる。その際、遊星歯車組G1の構成要素の結合関係の相違から、A、B、C、各ギヤ比として上記従来例及び第1実施例において設定した数値をそのまま用いた場合、変数A、B、Cの関数

$$\text{————— (1) '}$$

$$\text{————— (2)}$$

$$\text{————— (3)}$$

リングギヤ R_1 と第7メンバとしての変速機ケースとの間の摩擦要素B3を廃止し、代りに入力軸Iとサンギヤ S_1 との間に摩擦要素C3を挿入して構成したものであり、これに伴い第5メンバ⑤は入力軸I、第6メンバ⑥はサンギヤ S_1 、第7メンバ⑦は変速機ケース及びそれに固着したリングギヤ R_1 となる。この従来例の共線図は図11に示すように図9の従来例と同様に構成されるため、表2に示すように、第1実施例と同様の各変速段におけるギヤ比が得られる。

【0018】

【表2】

摩擦要素 変速段		C1	C2	C3	B1	B2	ギヤ比
前 進	1	○			○		$1 + \frac{1}{A}$
	2	○				○	$1 + \frac{1}{A+B}$
	3	○		○			$\frac{(1+A+B)(1+C)}{C+(A+B)(1+C)}$
	4	○	○				1
	5		○	○			$\frac{B(1+C)}{A+B(1+C)}$
	6		○			○	$\frac{B}{A+B}$
後退				○	○		$-\frac{B(1+C)}{AC}$

【0019】この従来例においては、回転メンバ①、②間の間隔と、②、③間の間隔と、③、④間の間隔との比を1:A:Bとし、⑥、⑦間の間隔と、④、⑦間の間隔*

$$\alpha_1 = C$$

$$\alpha_2 = B \div (1+A)$$

$$\alpha_3 = A$$

で与えられるため、A、B、C、各ギヤ比として図9の従来例で設定した数値をそのまま用いた場合、(1)～(3)式により変数A、B、Cの関数として表わされる歯数比は、結局 $\alpha_1 = 0.887$ 、 $\alpha_2 = 0.48$ 、 $\alpha_3 = 0.42$ となり、前記所定範囲(0.35～0.6)を逸脱し、図9の従来例と同じ不具合を生じる。

【0020】一方、図5の第3実施例においては、図11の従来例に対し第1遊星歯車組G1をダブルピニオン型とし、第4メンバ④をリングギヤ R_1 及び R_2 とし、第7メンバ⑦を变速機ケース及びそれに固着したキャリア PC_1 とする変更を加えており、その共線図は図6に示すように図11の従来例と同様に構成されるため、表2に示すように、図11の従来例と同様の各変速段におけるギヤ比が得られる。その際、遊星歯車組G1の構成要素の結合関係の相違から、各数値を前記各例と同一に設定した場合、第1実施例と同一の(1)'、(2)、(3)式により変数A、B、

*との比を1:Cとすると、遊星歯車組G1、G2、G3の歯数比(サンギヤ歯数/リングギヤ歯数) α_1 、 α_2 、 α_3 は夫々、図9の従来例と同様に

$$\text{——— (1)}$$

$$\text{——— (2)}$$

$$\text{——— (3)}$$

Cの関数として表わされる歯数比 α_1 、 α_2 、 α_3 は第1実施例と同一になり、同一の作用効果を得ることができる。

【0021】図7は本発明遊星歯車变速機構の第4実施例の構成を示すスケルトン図、図8はその共線図である。この第4実施例は図5の第3実施例のサンギヤ S_1 とキャリア PC_1 とを入れ替え、第6メンバ⑥をキャリア PC_1 とし、第7メンバ⑦を变速機ケース及びそれに固着したサンギヤ S_1 として構成したものである。従ってこの第4実施例の共線図は図8に示すように第1実施例と同様に構成され、各変速段におけるギヤ比は表2に示すようになり、又歯数比 α_1 、 α_2 、 α_3 は(1)'、(2)、(3)式により第2実施例と同一になり、第1実施例と同一の作用効果を得ることができる。

【0022】

【発明の効果】かくして本発明の遊星歯車变速機構は上

述の如く、第1～第4の構成において、複数の遊星歯車組及び各種摩擦要素によって所望のギヤ比を実現するように遊星歯車変速機構を構成する際に、遊星歯車組の1つをダブルピニオン型としたから、各遊星歯車組の歯数比を、実用上自動変速機を構成可能な所定範囲内に収めつつ所望のギヤ比を実現することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明遊星歯車変速機構の第1実施例の構成を示すスケルトン図である。

【図2】同例の共線図である。

【図3】本発明遊星歯車変速機構の第2実施例の構成を示すスケルトン図である。

【図4】同例の共線図である。

【図5】本発明遊星歯車閉塞機構の第3実施例の構成を示すスケルトン図である。

【図6】同例の共線図である。

【図7】本発明遊星歯車閉塞機構の第4実施例の構成を示すスケルトン図である。

【図8】同例の共線図である。

【図9】従来例の遊星歯車変速機構の構成を示すスケルトン図である。

【図10】同例の共線図である。

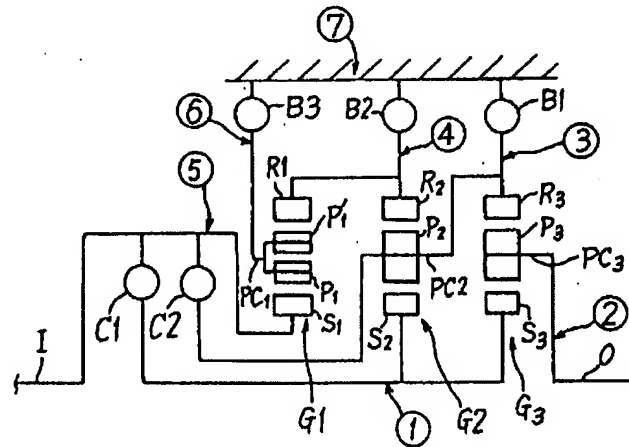
【図11】従来例の遊星歯車変速機構の構成を示すスケルトン図である。

【図12】同例の共線図である。

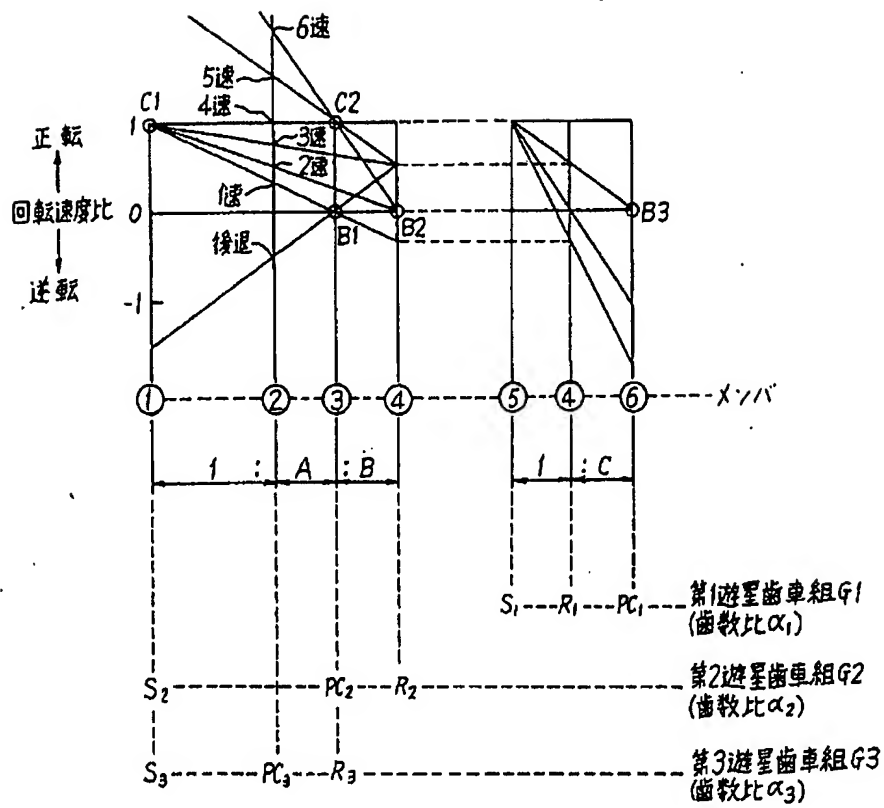
【符号の説明】

- I 入力軸
- O 出力軸
- G1 第1遊星歯車組
- G2 第2遊星歯車組
- G3 第3遊星歯車組
- ① 第1メンバ
- ② 第2メンバ
- ③ 第3メンバ
- ④ 第4メンバ
- ⑤ 第5メンバ
- ⑥ 第6メンバ
- ⑦ 第7メンバ
- C1 第1クラッチ (第1摩擦要素)
- C2 第2クラッチ (第3摩擦要素)
- C3 第3クラッチ (第5摩擦要素)
- B1 第1ブレーキ (第2摩擦要素)
- B2 第2ブレーキ (第4摩擦要素)
- B3 第3ブレーキ (第5摩擦要素)

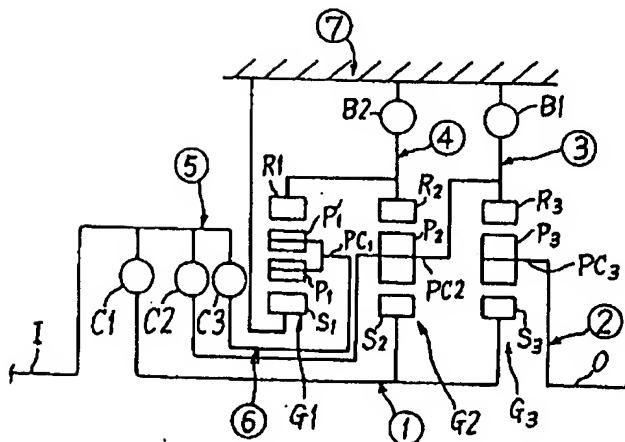
【図1】



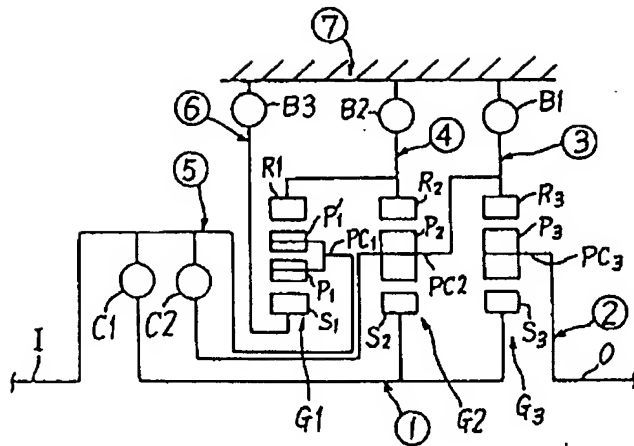
【図2】



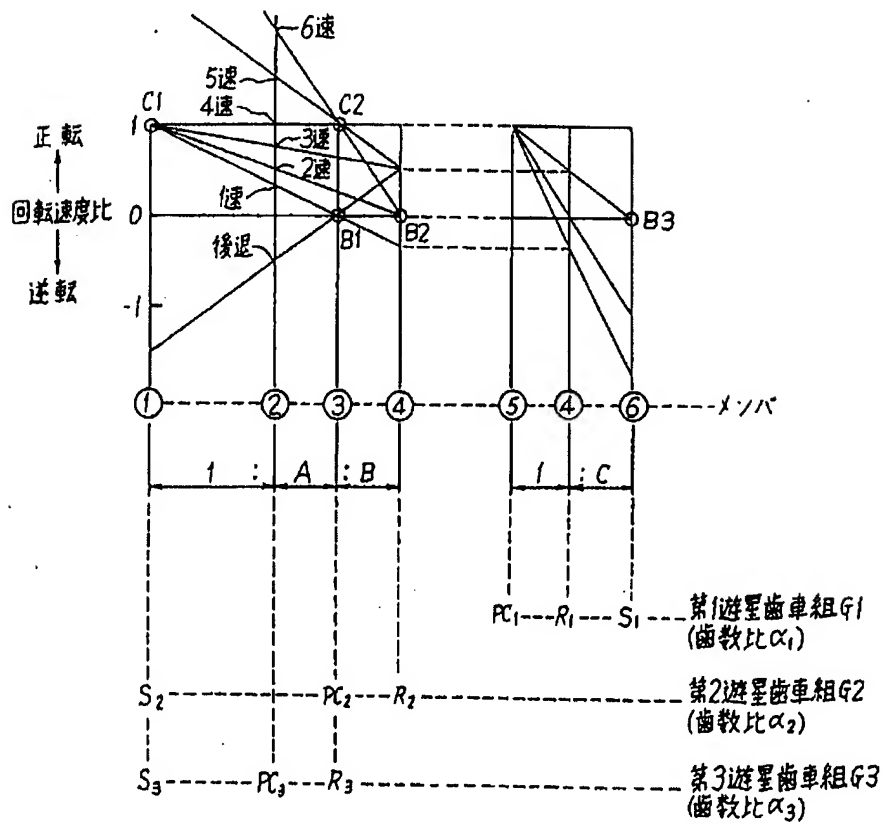
【図7】



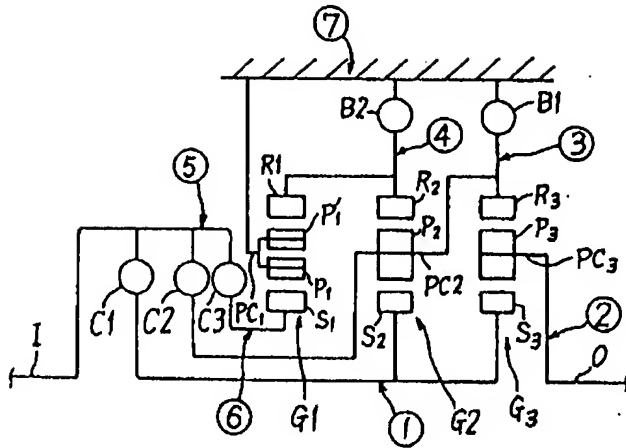
【図3】



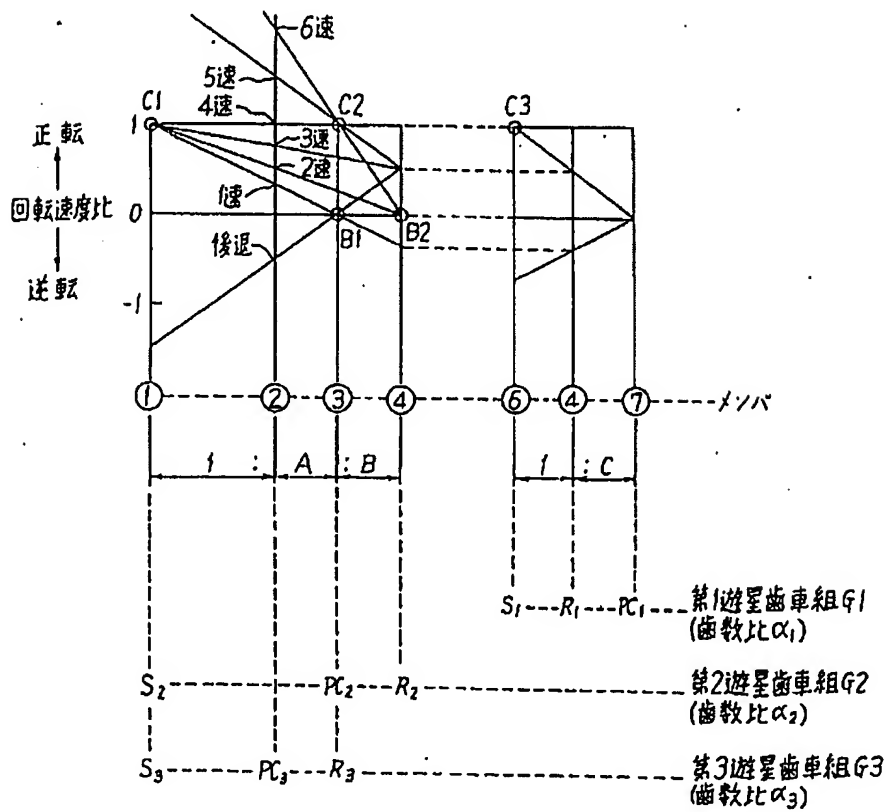
【図4】



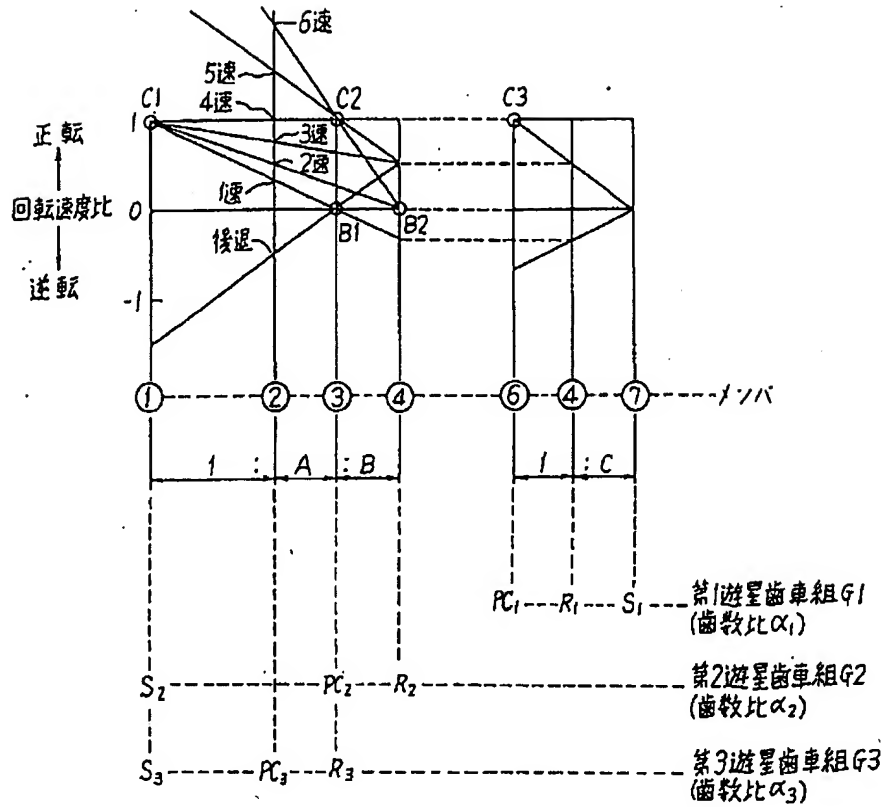
【図5】



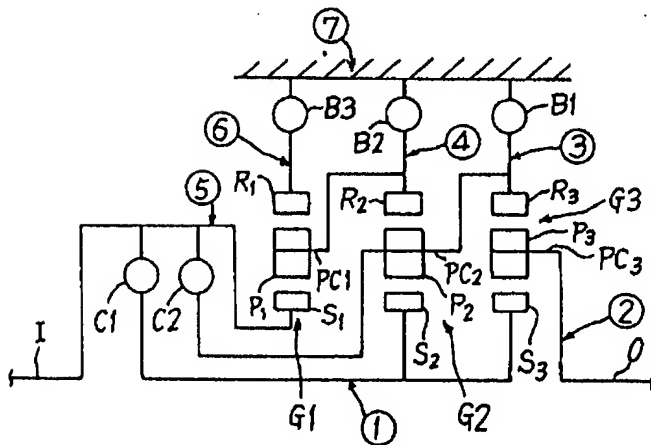
【図6】



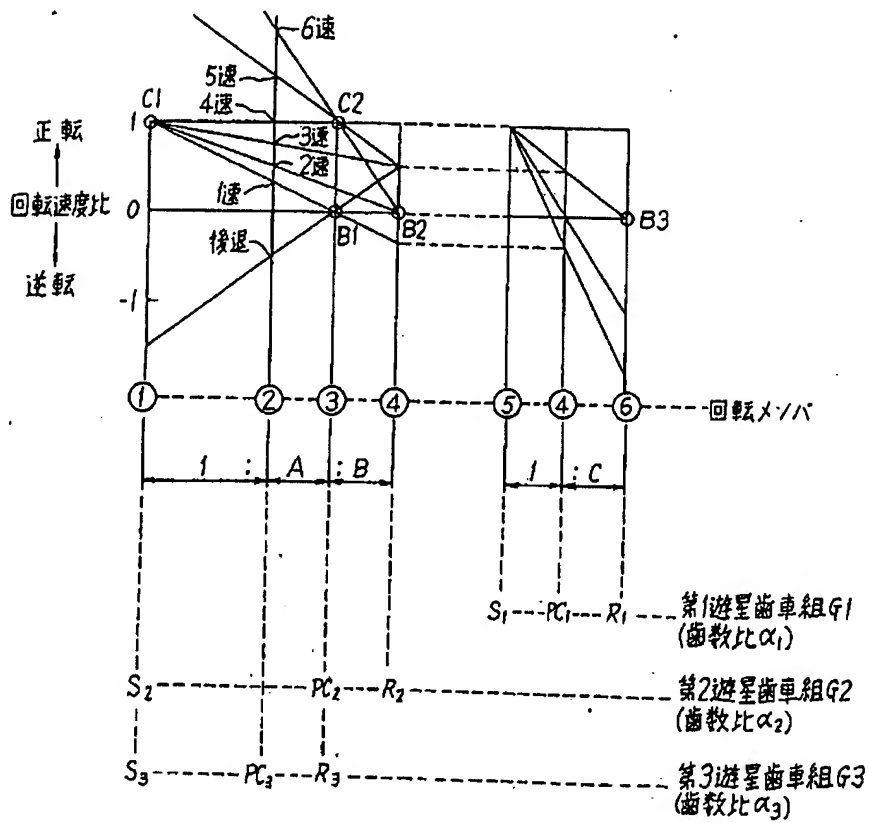
【図8】



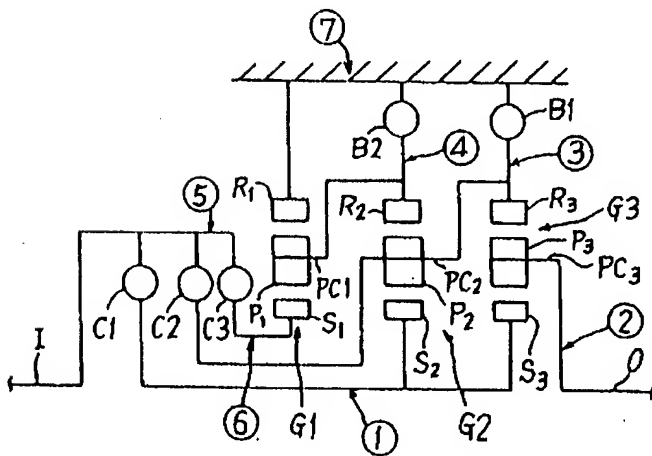
【図9】



【圖10】



【圖11】



【図12】

